

文章编号:1000-582X(2001)06-0009-03

水润滑塑料合金轴承摩擦性能实验

彭晋民,王家序,余江波,杨成云

(重庆大学机械传动国家重点实验室,重庆 400044)

摘要:水由于粘度极小,很难形成流体动力润滑,通过实验发现水润滑塑料合金轴承在运转时有较小的摩擦系数。影响摩擦系数的因素主要是转速、载荷、间隙,运用方差分析和正交实验,分析各因素对摩擦系数影响的显著性和效果,并列各因素对摩擦系数的影响曲线,对曲线进行研究后发现,塑料合金轴承运转时由于塑料合金的弹性变形而产生了弹流润滑。

关键词:水润滑;摩擦性能;弹流润滑

中图分类号:TH 117.21

文献标识码:A

长时期以来,机械传动系统中的各种摩擦副,往往都是以金属构件组成,并以油作为润滑介质和工作介质。这样不仅耗费了大量油料和贵重有色金属等战略资源,而且为了防止油泄漏,需要进行密封,使其结构相当复杂,特别是不可避免地存在油泄漏而污染环境日趋严重的现状。

由于自来水具有无污染、来源广泛、节省能源、安全性、难燃性等特性,是最具有发展潜力的润滑介质。因此,如何利用水替代油作为各种机械传动系统润滑介质的研究课题,引起了人们的普遍关注,并已成为世界工业发达国家竞相研究的一大热点^[1]。

水由于粘度极小很难形成流体动力润滑,在实际工况中,塑料合金轴承的润滑状态可以通过测量其摩擦系数来决定。通过实验对水润滑条件下影响摩擦系数的几个因素进行研究,并分析了形成流体动压润滑的条件。

1 实验方法

1.1 实验装置

实验采用 MPV-20B 屏显式摩擦磨损实验台,实

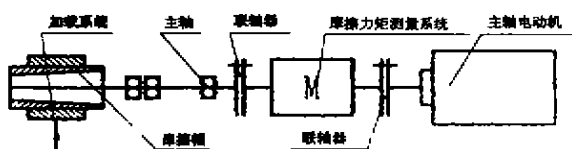


图1 实验机原理

验机由交流电机(13 kW, 2 880 r/min)拖动,油泵加载,实验数据的采集与处理均由计算机自动完成。摩擦系数可以通过计算机直接读出。实验机原理如图1。

1.2 实验轴承、内试样结构及参数

实验用轴承结构和内试样结构示意图如图2、图3所示。

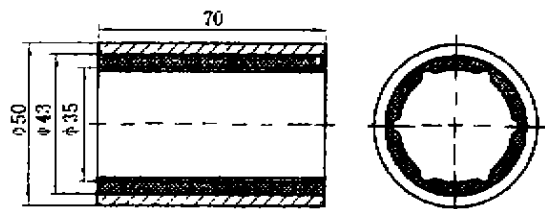


图2 轴承试样结构

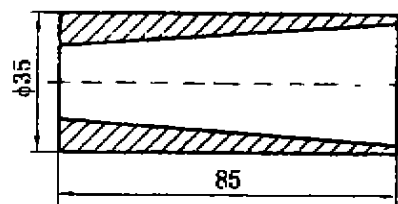


图3 内试样结构

内试样采用 GCr15 制造,表面镀铬,通过镀铬层的厚薄来控制轴承的半径间隙,镀铬层厚度分别为 0.16 mm, 0.13 mm, 0.08 mm。轴承外套用黄铜,内衬是特制 BTG 塑料合金材料,该材料包括如下成分:丁腈橡胶、陶土、ZnO、防老剂、石墨、硫黄、促进剂等。

· 收稿日期:2001-08-02

基金项目:教育部科学技术重点项目资助(99104)

作者简介:彭晋民(1974-),男,四川双流人,重庆大学博士研究生。主要从事水润滑理论及工程应用研究。

1.3 实验结果及数据处理

实验主要测量 3 种不同间隙 (C_0) (0.085 mm, 0.14 mm, 0.17 mm) 在不同速度和载荷时的摩擦系数值。每次实验时间 3 h。

表 1 摩擦系数实验数据表 ($C_0 = 0.08$ mm)

W/N	$n/r \cdot \text{min}^{-1}$				
	360	720	1 080	1 440	1 800
100	0.025 6	0.007 5	0.006 3	0.005	0.005
200	0.085 5	0.055 3	0.058 3	0.050 5	0.028 1
300	0.123 6	0.087 4	0.081 3	0.069 5	0.057 9
400	0.173 2	0.106 4	0.095 8	0.080 7	0.056 5
500	0.153	0.104 5	0.108 2	0.089 4	0.065 2
600	0.142 6	0.095 2	0.099 3	0.078 2	0.064 9
700	0.129 2	0.089 4	0.089 4	0.073 8	0.064
800	0.116 1	0.085 8	0.081 3	0.064 3	0.063 1
900		0.079 7	0.075	0.062	0.056 3
1 000		0.074 8	0.071 1	0.054 9	0.049 9

表 2 摩擦系数实验数据表 ($C_0 = 0.16$ mm)

W/N	$n/r \cdot \text{min}^{-1}$				
	360	720	1 080	1 440	1 800
100	0.020 8	0.006 9	0.005	0.005	0.003 8
200	0.0619	0.026 1	0.021 8	0.020 8	0.020 8
300	0.089 5	0.058 3	0.047 7	0.043 5	0.041 2
400	0.119	0.067 1	0.065 2	0.058 3	0.055 5
500	0.103 9	0.088 6	0.057 2	0.054 2	0.052
600	0.093 5	0.062 4	0.056 4	0.044 8	0.043 4
700	0.086 6	0.060 7	0.052	0.039 7	0.036 7
800	0.076 9	0.054 9	0.043 4	0.034 8	0.031 4
900	0.065	0.052	0.040 9	0.034 7	0.030 7
1 000	0.059 5	0.046 3	0.040 3	0.020 8	0.017 1

表 3 摩擦系数实验数据表 ($C_0 = 0.13$ mm)

W/N	$n/r \cdot \text{min}^{-1}$				
	360	720	1 080	1 440	1 800
100	0.018 8	0.006 7	0.004 6	0.003 8	0.001 4
200	0.054 9	0.029 2	0.017 1	0.013 5	0.011 1
300	0.074	0.049 8	0.019 1	0.019 1	0.014 7
400	0.084 1	0.044 8	0.042 7	0.043 3	0.036 6
500	0.077 1	0.040 4	0.038 9	0.037 1	0.034 1
600	0.069	0.039 7	0.035 9	0.035 2	0.030 4
700	0.061 9	0.036 7	0.035 2	0.030 4	0.028 1
800	0.054 1	0.031 4	0.031 1	0.024 5	0.022
900	0.045	0.028	0.022 8	0.021 8	0.018 8
1 000	0.042 8	0.022 8	0.022	0.020 8	0.016 7

1.3.1 方差分析

为了考查各因素对摩擦系数的影响,将对实验数据进行整理并进行方差分析。对表 3 的数据进行转速和载荷的单指标双因素方差分析^[2]。方差分析中将转速定为 B 因素由小到大分为 5 个水平,同时将载荷定

为 A 因素由小到大分为 10 个水平。通过计算得到方差分析如表 4 所示。

表 4 方差分析表

方差来源	平方和	自由度	均方和	F 值	$F_{0.05}$	显著
A 因素	70.243	9	7.804 8	20.6	2.18	**
B 因素	86.996	4	21.749	57.3	2.65	**
误差	13.671	36	0.379 7			
总和	170.91	49				

1.3.2 正交实验设计

为了进一步分析轴承间隙以及其它因素对摩擦系数的影响,取转速 n 、载荷 W 、轴承间隙 C_0 各 3 个水平的摩擦系数值仿造正交实验设计对各因素水平进行方差分析。各因素水平如下: A 因素(转速 n) $A_1 = 360$ $A_2 = 1 080$ $A_3 = 1 800$ B 因素(载荷 W) $B_1 = 300$ $B_2 = 600$ $B_3 = 900$ C 因素(间隙 C_0) $C_1 = 0.088$ $C_2 = 0.13$ $C_3 = 0.16$

表 5 正交实验数据表

序号	A	B	C	误差	指标
1	1	1	1	1	12.21
2	1	2	2	2	6.90
3	1	3	3	3	6.46
4	2	1	2	3	1.91
5	2	2	3	1	5.64
6	2	3	1	2	7.49
7	3	1	3	2	4.11
8	3	2	1	3	6.44
9	3	3	2	1	1.88
K1	25.66	18.40	26.51	19.80	$\Sigma = 54.04$
K2	15.01	18.99	10.66	18.45	$\Sigma^2 = 396.84$
K3	12.45	15.84	16.25	14.87	$(\Sigma)^2 = 2 822.01$
Q	345.98	315.36	355.23	316.8	
	33.1	1.861	42.01	4.51	

2 实验结果分析

通过表 4 的显著性检验表明,双因素情况下速度和载荷对摩擦系数的影响均高度显著。但转速的影响程度较大。

正交实验方差检验(表 6)表明,轴承间隙对摩擦系数的影响最为显著,转速的影响也较显著,但载荷影响却不显著,因此可以看出不能通过安排正交实验来检验载荷对摩擦系数的影响。

表 6 正交实验方差检验表

来源	平方和	自由度	均方和	F 值	F_0	显著性
A	33.039	2	16.52	7.48	4	*
B	1.85	2	0.93	0.42	4	
C	42.1	2	21.05	9.50	9	**
误差	4.417 2	2	2.21			
总和	81.4					

为了便于分析各项因素对摩擦系数的影响,将实验数据绘制成曲线图来逐一讨论。

2.1 载荷对摩擦系数的影响

通过图4可以看出,摩擦系数在300~500 N间最大,在小于300 N时摩擦系数随载荷的增加而增大;超过500 N后其随载荷的增加先趋于减小后逐渐平缓。

在载荷较低时,轴承所受的压力较小,塑料合金的弹性变形不起作用,此时的润滑状态只是处于边界润滑状态,随着载荷的增大边界膜急剧破裂,两固相表面同时接触的面积增加,摩擦系数急剧增大。当载荷达到一定程度时,轴承所受压力增加,局部的塑料合金产生弹性变形并形成润滑水膜^[3],因而在轴承的界面上出现部份弹流润滑,致使摩擦系数下降。但当载荷无限增大时,润滑水膜不足以支承载荷,造成水膜破裂,形成干摩擦,摩擦系数又会急剧升高。

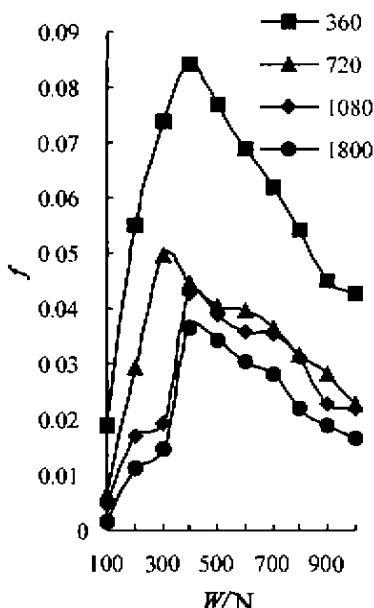


图4 摩擦系数随载荷的变化曲线

2.2 转速对摩擦系数的影响

从图5中可以发现,在其它影响因素一定的情况下,摩擦系数随转速的升高而明显减小。转速低时曲线变化陡直,速度越高,变化越趋向平缓。

当轴承承受载荷以后,在速度很低的情况下,使吸附性水膜不能包容整个轴面,轴承与轴之间的润滑状态主要是干摩擦或边界润滑,所以摩擦系数较大^[4]。随着转速的增大轴承与轴之间形成润滑水膜,并由于水膜的楔形效应使轴承的承载能力大大提高,使摩擦系数大大降低。随着轴转速的继续增大,轴承与轴之间的动压效应进一步加强,并由于塑料合金的弹性变形产生部份弹流效应,从而使摩擦系数进一步减小。但当转速增大到一定值以后,增加动压效应和弹流作

用的效果也很困难,所以摩擦系数也趋向平缓。

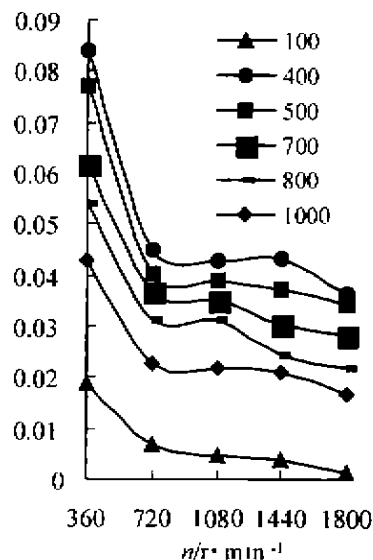


图5 摩擦系数随转速的变化曲线

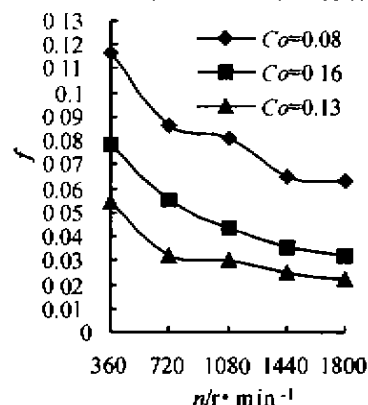


图6 间隙对摩擦系数的影响

2.3 间隙对摩擦系数的影响

根据图6可以看出,间隙在0.13 mm时,摩擦系数最小。

在间隙过大时轴承与轴之间不容易形成动压效应,润滑状态属于边界润滑;而间隙过小时,由于塑料合金的变形,很容易导致两润滑表面直接接触,形成干摩擦,因而其摩擦系数最高。

3 结论

1) 通过对水润滑塑料合金轴承的实验研究,可以看出轴承间隙、转速、载荷对轴承摩擦系数的影响都非常显著。

2) 尽管水的粘度很小,但根据摩擦系数的测量可以得出,在塑料合金轴承用水作润滑介质时,仍然可以产生弹流润滑。

(下转第35页)

Opportunities and Challenge for Chinese MSW Industry Development Induced by WTO

Li Dong¹, HE Ming²

(1. Resources and Environmental Science School, Chongqing University, Chongqing 400044, China;

2. Chemistry and Chemical Engineering School, Chongqing University, Chongqing 400044, China)

Abstract: Prerequisites of Chinese MSW industry development are discussed here, which include management, tipping fee, preferential policy and law guarantee. Meanwhile the possible adverse problems are also expatiated and principled countermeasures are given. It is true that chances and challenge exist at the same time. The only access to chance and success is to speed reform, establish effective inspired mechanism and perfect law and regulations.

Key words: WTO; MSW; industrialization

(责任编辑 钟学恒)

(上接第11页)

参考文献:

- [1] ROY L. Orndorff. Water-lubricated rubber bearings, history and new developments. Naval Ship Maintenance and Modernization Symposium [C]. Norfolk, USA. October 3-4, 1984.
- [2] 孙荣恒, 黄雯莹, 伊亨云. 数理统计[M]. 重庆: 重庆大学出版社, 1995.
- [3] 张嗣伟. 聚四氟乙烯和丁腈橡胶的湿磨粒磨损机理的试验研究[J]. 摩擦磨损, 1987, (7): 3-9-12.
- [4] 杨成仁, 苏逢荃, 王优强. 八纵向沟水润滑橡胶轴承润滑机理的实验研究[J]. 青岛建筑工程学院学报, 1995, 16 (4): 51-58.

Experimental Study on the Frictional Performance of Water Lubricated Plastic Alloy Bearings

PENG Jin-min, WANG Jia-xu, YU Jiang-bo, YANG Chen-yun

(State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400044, China)

Abstract: It's difficult to form hydrodynamic lubrication because of the low-viscosity of water, but it is founded by experiment that there is low co-friction on water lubricated plastic alloy bearings working. The main factors that affect co-friction are revs, loaded and clearance. Significance and effect of every factor that affect co-friction is analyzed by variance analysis and orthogonal experiment. goaphs of every factor that affect co-friction are list. From the goaphs, it is founded that there is elastic hydrodynamic because of elastic deformation in the plastic alloy.

Key words: water lubricated; frictional performance; elastic hydrodynamic

(责任编辑 成孝义)